

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 10-220557

(43)Date of publication of application : 21.08.1998

(51)Int.Cl.

F16H 48/20

(21)Application number : 09-023981

(71)Applicant : TOCHIGI FUJI IND CO LTD

(22)Date of filing : 06.02.1997

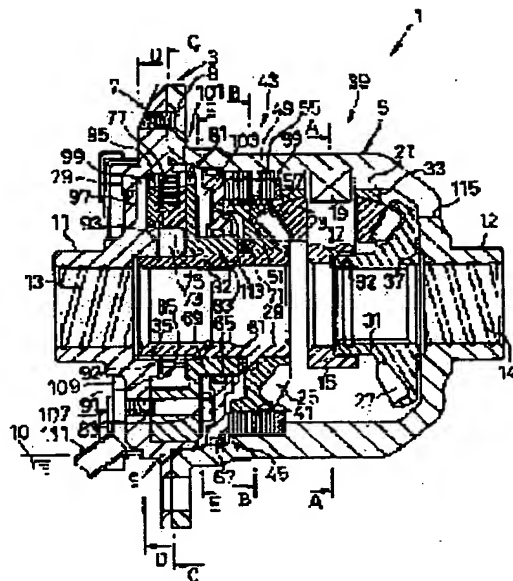
(72)Inventor : TERAOKA MASAO

(54) DIFFERENTIAL GEAR AND CLUTCH DEVICE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To obtain stable large differential limiting force by driving a radial piston pump by relative rotation of a cylinder member and a cam member when differential rotation is generated to differential mechanism, and actuating a hydraulic actuator with the delivery pressure to lock a friction clutch.

SOLUTION: When differential rotation is generated to differential gear mechanism 39, a pump case 63 and a cam member 73 are relatively rotated, and a radial piston pump 47 is actuated by a cam face 91 of the cam member 73. A radial piston 75 pushed by a protruding part of the cam face 91 at this time is pushed into a cylinder 93, and the radial piston 75 opposed to a recessed part of the cam face 91 is pushed back onto the recessed part side. In the cylinder 93 with the radial piston 75 pushed therein, a discharge side check valve 81 is opened, and in the cylinder 93 with the radial piston 75 pushed back, an intake side check valve 79 is opened. A multiple disk clutch 43 is locked by actuation of a hydraulic actuator 45 to limit operation of operating gear mechanism 39.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

01.12.2003

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

BEST AVAILABLE COPY

THIS PAGE BLANK (USPTO)

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平10-220557

(43) 公開日 平成10年(1998) 8月21日

(51) Int.Cl.⁸

F 1 6 H 48/20

識別記号

F I

F 1 6 H 1/455

審査請求 未請求 請求項の数11 O L (全 14 頁)

(21) 出願番号 特願平9-23981

(22) 出願日 平成9年(1997) 2月6日

(71) 出願人 000225050

栃木富士産業株式会社

栃木県栃木市大宮町2388番地

(72) 発明者 寺岡 正夫

栃木県栃木市大宮町2388番地 栃木富士産業株式会社内

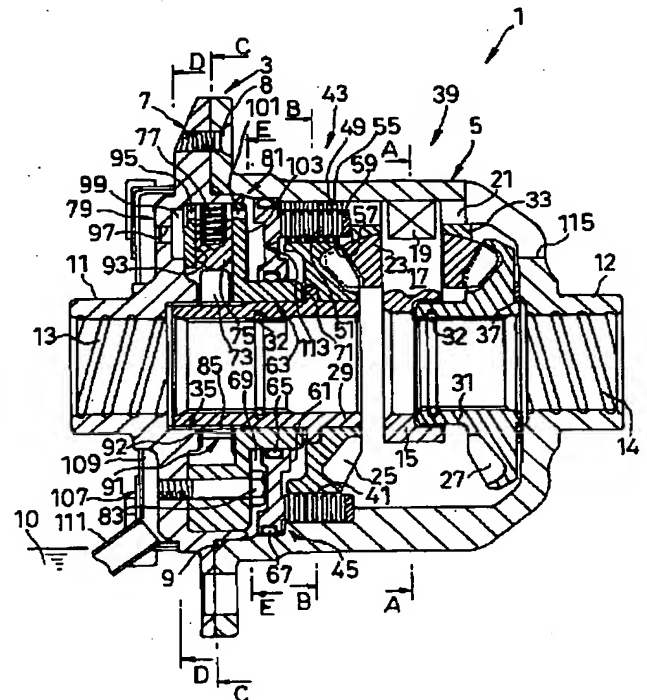
(74) 代理人 弁理士 三好 秀和 (外 8 名)

(54) 【発明の名称】 デファレンシャル装置及びクラッチ装置

(57) 【要約】

【課題】 差動制限用のオイルポンプを駆動する差動回転数が低いとき、あるいは、オイル温度が低いときでも安定した大きな差動制限力を得る。

【解決手段】 エンジンにより回転駆動されるデフケース3の回転をサイドギヤ25、27を介して出力する差動機構39と、その差動を制限する摩擦クラッチ43と、デフケース3に内蔵され差動機構39の差動回転を受けて作動するラジアルピストンポンプ47と、ポンプ47の油圧を受けて摩擦クラッチ43を締結させるアクチュエータ45と、ポンプ47用の吸入側と吐出側の各チェックバルブ79、81とを備えた。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 エンジンの駆動力により回転駆動されるデフケースと、デフケースの回転を一对の出力側サイドギヤ介して出力する差動機構と、差動機構の差動を制限する摩擦クラッチと、デフケース側に固定されたシリンダ部材に径方向移動自在に係合したラジアルピストンと、デフケースに対して差動回転しカムによってラジアルピストンを径方向内側からシリンダに押し込むカム部材とを有し、デフケースに設けられた空間内に配置されたラジアルピストンポンプと、ピストンとシリンダとからなり、ラジアルピストンポンプの油圧をシリンダに受けピストンを介して前記摩擦クラッチを押圧し締結させる油圧アクチュエータと、オイルを吸入ポートからラジアルピストンポンプのシリンダに吸入する吸入側チェックバルブと、ラジアルピストンポンプの吐出オイルを吐出ポートからアクチュエータ側に吐出する流す吐出側チェックバルブとを備えたことを特徴とするデファレンシャル装置。

【請求項2】 相対回転可能なクラッチハウジング及びその内側に配置されたカム部材と、これらを連結する摩擦クラッチと、クラッチハウジングに設けられた空間内に配置され、クラッチハウジングとカム部材の相対回転を受けて作動するラジアルピストンポンプと、ピストンとシリンダとからなり、ラジアルピストンポンプの油圧をシリンダに受けピストンを介して前記摩擦クラッチを押圧し締結させる油圧アクチュエータとを備えたことを特徴とするクラッチ装置。

【請求項3】 ラジアルピストンポンプが、クラッチハウジングに固定されたシリンダ部材に径方向移動自在に係合したラジアルピストンと、クラッチハウジングとの間に相対回転が生じるとカムによってラジアルピストンを径方向内側からシリンダに押し込むカム部材と、オイルをラジアルピストンポンプのシリンダに吸入する吸入側チェックバルブと、ラジアルピストンポンプのシリンダからオイルを吐出する吐出側チェックバルブとを備えたことを特徴とする請求項2記載のクラッチ装置。

【請求項4】 ラジアルピストンポンプのシリンダとカム部材の差動回転又は相対回転に伴って、ラジアルピストンを前記カムに沿って移動させる強制作動手段を備えたことを特徴とする請求項1記載のデファレンシャル装置又は請求項2又は3記載のクラッチ装置。

【請求項5】 カムがカム部材の外周に形成されたカム面であり、強制作動手段が、ラジアルピストンポンプのシリンダに配置されラジアルピストンを径方向外側からこのカム面に押圧する付勢部材であることを特徴とする請求項4記載のデファレンシャル装置又はクラッチ装置。

【請求項6】 付勢部材の強さを、ラジアルピストンの遠心力を受けて付勢部材が撓み、シリンダのストロークを狭め、ラジアルピストンポンプの吐出圧を小さくする

ように調整したことを特徴とする請求項5記載のデファレンシャル装置又はクラッチ装置。

【請求項7】 カムがカム部材の軸方向に開口するカム溝であり、ラジアルピストン側の凸部がこのカム溝に係合すると共に、これらの凸部とカム溝が、シリンダとカム部材の差動回転に伴ってラジアルピストンをカム溝に沿って移動させる強制作動手段を形成することを特徴とする請求項4記載のデファレンシャル装置又はクラッチ装置。

10 【請求項8】 吸入側チェックバルブと吐出側チェックバルブの一方又は両方が、周方向に配置された多数のオイルポートと、これらを閉塞するバルブ片とからなり、各バルブ片がリング部材を基部として一体に形成されていることを特徴とする請求項1乃至請求項7のいずれかに記載のデファレンシャル装置又はクラッチ装置。

20 【請求項9】 油圧アクチュエータのピストンを介して吐出側チェックバルブに押圧し、オイルの逆流を防止する付勢部材を設けたことを特徴とする請求項1乃至請求項8のいずれかに記載のデファレンシャル装置又はクラッチ装置。

【請求項10】 油圧アクチュエータのピストンと吐出側チェックバルブとの間に配置され、吐出側チェックバルブを押圧してオイルの逆流を防止すると共に、ピストンを介して摩擦クラッチにインシャルトルクを与える付勢部材を設けたことを特徴とする請求項1乃至請求項9のいずれかに記載のデファレンシャル装置又はクラッチ装置。

30 【請求項11】 ラジアルピストンに、突き出し部を設け、圧縮工程でこの突き出し部が吸入ポートと吐出ポート側に突き出すように配置したことを特徴とする請求項1乃至請求項10のいずれかに記載のデファレンシャル装置又はクラッチ装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 この発明は、車両に用いられるデファレンシャル装置と、クラッチ装置に関する。

【0002】

40 【従来の技術】 U. S. Patent 5310388号登録証に図11のようなデファレンシャル装置201が記載されている。

【0003】 このデファレンシャル装置201は、デフケース203に固定されたピニオンシャフト205と、ピニオンシャフト205上に回転自在に支承されたピニオンギヤ207と、ピニオンギヤ207と噛み合うサイドギヤ209、211とからなるベベルギヤ式の差動機構213と、差動制限用の多板クラッチ215と、多板クラッチ215を締結させる油圧アクチュエータ217と、油圧アクチュエータ217を作動させるギヤポンプ219とを備えている。サイドギヤ209、211はそれぞれ車軸221、223にスプライン連結されてい

る。

【0004】多板クラッチ215とギヤポンプ219はサイドギヤ209側の車軸221とデフケース203との間に配置されており、ギヤポンプ219は車軸221から差動機構213の差動回転を受けて駆動され、油圧アクチュエータ217はギヤポンプ219の吐出圧を受けて多板クラッチ215を押圧する。

【0005】多板クラッチ215の摩擦抵抗とギヤポンプ219のポンプ仕事とによって差動制限力を得られ、この差動制限力によって差動機構213の差動が制限される。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】しかし、このデファレンシャル装置201では、差動制限用のオイル圧を作るためにギヤポンプ219を用いているが、ギヤポンプ219はオイル洩れが多い上に、外歯ギヤ225と内歯ギヤ227からなる1セットのギヤポンプであるから、オイルの吐出量が少なく、高い吐出圧が得られない。

【0007】従って、大きな差動制限力を得られず、車両の運動性能を十分に改善できない。その上、差動回転数(ΔN)が低いときは、差動制限機能が不安定になる。

【0008】又、ギヤポンプ219はオイルの温度変化に影響され易く、オイルの温度が下がり粘度が上がると、吸い上げるオイル量が低下すると共に、吸い上げたオイルを十分な圧力で吐出することができない。

【0009】吐出されるオイル量を増やすには、ギヤポンプ219の幅(軸方向寸法)を広くする必要があるが、ギヤポンプ219を幅広にするとデファレンシャル装置201の大型化と重量化とを招く。しかし、デファレンシャル装置201の大型化と重量化とを避けるには、多板クラッチ215の収容スペースが狭くなり、クラッチ容量が減るから、差動制限力が低下する。

【0010】更に、ギヤポンプ219は回転方向が変わると吸入方向と吐出方向とが反対になる。そこで、前進時と後進時の両方で差動制限力を得るためには、いずれの差動回転方向でも油圧アクチュエータ217側にオイルを送る必要があるから、オイルを吸い上げるオイル溜り側と油圧アクチュエータ217側の両方にそれぞれ吸入チェックバルブと吐出チェックバルブとを配置する必要がある。

【0011】このように、ギヤポンプ219を用いたデファレンシャル装置201では、チェックバルブ機構が極めて複雑になり、部品点数が多い。

【0012】そこで、この発明は、内蔵のオイルポンプを差動回転によって駆動し、摩擦クラッチを押圧して差動制限力を得るように構成され、差動回転数が低いとき、あるいは、オイル温度が低いときでも安定した大きな差動制限力を得られるデファレンシャル装置の提供と、内蔵のオイルポンプを入力側と出力側の相対回転に

よって駆動し、摩擦クラッチを押圧して伝達力を得るように構成され、相対回転数が低いとき、あるいは、オイル温度が低いときでも安定した大きな伝達力を得られるクラッチの提供とを目的とする。

【0013】

【課題を解決するための手段】請求項1記載のデファレンシャル装置は、エンジンの駆動力により回転駆動されるデフケースと、デフケースの回転を一对の出力側サイドギヤ介して出力する差動機構と、差動機構の差動を制限する摩擦クラッチと、デフケース側に固定されたシリンダ部材に径方向移動自在に係合したラジアルピストンと、デフケースに対して差動回転しカムによってラジアルピストンを径方向内側からシリンダに押し込むカム部材とを有し、デフケースに設けられた空間内に配置されたラジアルピストンポンプと、ピストンとシリンダとからなり、ラジアルピストンポンプの油圧をシリンダに受けピストンを介して前記摩擦クラッチを押圧し締結させる油圧アクチュエータと、オイルを吸入ポートからラジアルピストンポンプのシリンダに吸入する吸入側チェックバルブと、ラジアルピストンポンプの吐出オイルを吐出ポートからアクチュエータ側に吐出する流す吐出側チェックバルブとを備えたことを特徴とする。

【0014】請求項1のデファレンシャル装置において、差動機構に差動回転が生じると、シリンダ部材とカム部材との相対回転によってラジアルピストンポンプが駆動され、その吐出圧を受けて油圧アクチュエータが作動し、摩擦クラッチが押圧されて締結する。こうして、摩擦クラッチの摩擦抵抗とラジアルピストンポンプのポンプ仕事とによって差動制限力を得られ、この差動制限力によって差動機構の差動が制限される。

【0015】ポンプ仕事と摩擦クラッチの摩擦抵抗は差動回転数の上昇に伴って大きくなるから、この差動制限機能は速度感応型になる。

【0016】又、オイル洩れの多いギヤポンプを1セット用いた図11の従来例と異なって、ラジアルピストンポンプはオイル洩れが少ない上に、ラジアルピストンとシリンダのセットを多数組備えているから、十分なオイル吐出量と、高い吐出圧とが得られ、ポンプ仕事と摩擦クラッチの締結力とが強化される。

【0017】こうして、大きな差動制限力を得られ、特に、差動回転数(ΔN)が低いときでも十分な差動制限機能が得られるから、車両の運動性能を十分に改善することができる。

【0018】又、ラジアルピストンポンプはオイルの温度変化に影響されにくく、オイルの温度が下がっても、十分な量のオイルを吸入し、高い圧力で吐出するから、特に、冬期などでオイル温度が十分に上がらない間にも大きな差動制限力を得られる。

【0019】従って、オイル量と吐出圧とを増やすためにポンプを大きくする必要がないから、従来例と異なっ

て、デファレンシャル装置が大型化し重量化することがないと共に、大型化などを避けるために摩擦クラッチの収容スペースを狭くする必要がないから、クラッチ容量と差動制限力の低下が防止される。

【0020】更に、ギヤポンプと異なって、ラジアルピストンポンプは回転方向が変わっても吸入方向と吐出方向が変わらないから、吸入側チェックバルブと吐出側チェックバルブとを各シリンダ当たり1個ずつ配置するだけで、車両は前進時と後進時の両方で差動制限力が得られる。

【0021】その上、チェックバルブ機構はこのように部品点数が少なく、構造が簡単であり、低コストである。

【0022】請求項2記載のクラッチ装置は、相対回転可能なクラッチハウジング及びその内側に配置されたカム部材と、これらを連結する摩擦クラッチと、クラッチハウジングに設けられた空間内に配置され、クラッチハウジングとカム部材の相対回転を受けて作動するラジアルピストンポンプと、ピストンとシリンダとからなり、ラジアルピストンポンプの油圧をシリンダに受けピストンを介して前記摩擦クラッチを押圧し締結させる油圧アクチュエータとを備えたことを特徴とする。

【0023】請求項2のクラッチ装置において、クラッチハウジングとカム部材との間に相対回転が生じると、ラジアルピストンポンプが駆動され、その吐出圧を受けてアクチュエータが作動し、摩擦クラッチが押圧されてクラッチハウジングとカム部材とが連結される。

【0024】こうして、摩擦クラッチの摩擦抵抗とラジアルピストンポンプのポンプ仕事とによって動力が伝達される。

【0025】このとき、相対回転数が上昇すると摩擦クラッチの摩擦抵抗とポンプ仕事が大きくなるから、クラッチ装置の連結力（伝達トルク）も大きくなる。

【0026】又、オイル洩れが少なく吐出圧が高いラジアルピストンポンプを用いたことによって大きな連結力が得られるから、大動力を伝達することができると共に、入出力の相対回転数が低いときでも充分な動力伝達機能が得られる。

【0027】又、オイルの温度が下がってもラジアルピストンポンプによって高い吐出圧が得られるから、特に、冬期などでオイル温度が十分に上がらない間にも大きな動力を伝達することができる。

【0028】又、吐出圧が高いラジアルピストンポンプを用いたことによってクラッチ装置を小型軽量に構成できると共に、装置の小型軽量化のために摩擦クラッチの収容スペースを狭くする必要がなく、動力伝達機能の低下が防止される。

【0029】更に、ラジアルピストンポンプを用いたことにより、構造簡単で部品点数が少なく低コストのチェックバルブ機構によって、いずれの回転方向でも動力伝

達が可能である。

【0030】請求項3記載の発明は、請求項2記載のクラッチ装置であって、ラジアルピストンポンプが、クラッチハウジングに固定されたシリンダ部材に径方向移動自在に係合したラジアルピストンと、クラッチハウジングとの間に相対回転が生じるとカムによってラジアルピストンを径方向内側からシリンダに押し込むカム部材と、オイルをラジアルピストンポンプのシリンダに吸入する吸入側チェックバルブと、ラジアルピストンポンプのシリンダからオイルを吐出する吐出側チェックバルブとを備えたことを特徴とし、請求項2の構成と同等の効果をj得る。

【0031】請求項4記載の発明は、請求項1記載のデファレンシャル装置又は請求項2又は3記載のクラッチ装置であって、ラジアルピストンポンプのシリンダとカム部材の差動回転又は相対回転に伴ってラジアルピストンを前記カムに沿って移動させる強制作動手段を備えたことを特徴とし、請求項1又は請求項2又は3の構成と同等の効果をj得る。

【0032】これに加えて、ラジアルピストンを前記カムに沿って移動させ、ラジアルピストンポンプを強制的に作動させる強制作動手段を備えたことにより、ラジアルピストンポンプのシリンダとカム部材が差動回転又は相対回転すると直ちにポンプ圧が生じ、請求項1のデファレンシャル装置では、差動回転の発生に伴って瞬時に差動制限が行われ、請求項2、3のクラッチ装置では、トルクが掛かると瞬時に連結され、動力伝達が行われる。

【0033】請求項5記載の発明は、請求項4記載のデファレンシャル装置又はクラッチ装置であって、カムがカム部材の外周に形成されたカム面であり、強制作動手段が、ラジアルピストンポンプのシリンダに配置されラジアルピストンを径方向外側からこのカム面に押圧する付勢部材であることを特徴とし、請求項4の構成と同等の効果をj得る。

【0034】これに加えて、強制作動手段に付勢部材を用いたことにより、装置を低コストに構成できると共に、下記の請求項6のような構成が可能になる。

【0035】請求項6記載の発明は、請求項5記載のデファレンシャル装置又はクラッチ装置であって、付勢部材の強さを、ラジアルピストンの遠心力を受けて付勢部材が撓み、シリンダのストロークを狭め、ラジアルピストンポンプの吐出圧を小さくするように調整したことを特徴とし、請求項5の構成と同等の効果をj得る。

【0036】これに加えて、付勢部材の強さをこのように調整したから、ラジアルピストンの遠心力を受けると付勢部材が撓み、ラジアルピストンのストロークが小さくなって吐出圧が下がる。

【0037】従って、デファレンシャル装置では、差動回転数が大きく上昇したとき、差動制限力を低減させて

10

20

30

40

50

差動ロックを防止することが可能になり、クラッチ装置では、過大なトルクが入力したとき、連結力を緩めて摩擦クラッチ及び被駆動機の破損を防止することができる。

【0038】請求項7記載の発明は、請求項4記載のデファレンシャル装置又はクラッチ装置であって、カムがカム部材の軸方向に開口するカム溝であり、ラジアルピストン側の凸部がこのカム溝に係合すると共に、これらの凸部とカム溝が、シリンダとカム部材の差動回転に伴ってラジアルピストンをカム溝に沿って移動させる強制作動手段を形成することを特徴とし、請求項4の構成と同等の効果を得る。

【0039】請求項8記載の発明は、請求項1乃至請求項7のいずれかに記載のデファレンシャル装置又はクラッチ装置であって、吸入側チェックバルブと吐出側チェックバルブの一方又は両方が、周方向に配置された多数のオイルポートと、これらを閉塞するバルブ片とからなり、各バルブ片がリング部材を基部として一体に形成されていることを特徴とし、請求項1乃至請求項7のいずれかの構成と同等の効果を得る。

【0040】これに加えて、チェックバルブを構成する多数のバルブ片を、リング部材を基部として一体に形成したから、各バルブ片が別体に形成された場合と較べて、部品点数が大きく低減すると共に、オイルポートに対する各バルブ片のずれが抑えられるから、チェックバルブの動作が安定し、デファレンシャル装置の差動制限機能とクラッチ装置の動力伝達機能が安定する。

【0041】請求項9記載の発明は、請求項1乃至請求項8のいずれかに記載のデファレンシャル装置又はクラッチ装置であって、油圧アクチュエータのピストンを介して吐出側チェックバルブに押圧し、オイルの逆流を防止する付勢部材を設けたことを特徴とし、請求項1乃至請求項8のいずれかの構成と同等の効果を得る。

【0042】これに加えて、付勢部材によって油圧アクチュエータのピストンを吐出側チェックバルブに押圧するように構成したから、ラジアルピストンポンプのシリンダから油圧アクチュエータのシリンダに流入するオイルの逆流が防止される。

【0043】従って、デファレンシャル装置の差動制限力とクラッチ装置の連結力の低下が防止され、これらの動作が安定する。

【0044】請求項10記載の発明は、請求項1乃至請求項9のいずれかに記載のデファレンシャル装置又はクラッチ装置であって、油圧アクチュエータのピストンと吐出側チェックバルブとの間に配置され、吐出側チェックバルブを押圧してオイルの逆流を防止すると共に、ピストンを介して摩擦クラッチにイニシャルトルクを与える付勢部材を設けたことを特徴とし、請求項1乃至請求項9のいずれかの構成と同等の効果を得る。

【0045】これに加えて、付勢部材を油圧アクチュエ

ータのピストンと吐出側チェックバルブとの間に配置したことにより、吐出側チェックバルブが押圧されてオイルの逆流が防止されると共に、油圧アクチュエータのピストンを介して押圧されることによって摩擦クラッチはイニシャルトルクが得られる。

【0046】オイルの逆流防止効果に加えて、このイニシャルトルクにより、デファレンシャル装置では加速時や悪路などで車両の走行安定性が向上し、クラッチ装置では極めて小さいトルクでも伝達することが可能になる。

【0047】請求項11記載の発明は、請求項1乃至請求項10のいずれかに記載のデファレンシャル装置又はクラッチ装置であって、ラジアルピストンに、突き出し部を設け、圧縮工程でこの突き出し部が吸入ポートと吐出ポート側に突き出すように配置したことを特徴とし、請求項1乃至請求項10のいずれかの構成と同等の効果を得る。

【0048】これに加えて、ラジアルピストンに設けた突き出し部によってシリンダのオイル容量が減少するから、各シリンダにおいて少ないオイル量で大きな吐出圧が得られ、摩擦クラッチの摩擦抵抗とラジアルピストンポンプのポンプ仕事によるデファレンシャル装置の差動制限力及びクラッチ装置のクラッチ容量がそれだけ強化される。

【0049】

【発明の実施の形態】図1乃至図6により本発明の第1実施形態を説明する。この実施形態は請求項1、4、5、6、8の特徴を備えており、図1はこの実施形態のデファレンシャル装置1を示す。なお、左右の方向は図1での左右の方向であり、符号を与えていない部材等は図示されていない。

【0050】図1のように、デファレンシャル装置1のデフケース3はケーシング本体5とカバー7とをボルト8で固定して構成されている。ケーシング本体5とカバー7との間にはシールリング9が配置されオイル洩れを防止している。デフケース3はデフキャリアの内部に配置されており、このデフキャリアにはオイル溜り10が形成されている。

【0051】デフケース3の左右のボス部11、12はベアリングを介してデフキャリアに支承されている。デフケース3にはリングギヤがボルトで固定されており、このリングギヤは駆動力伝達系の駆動ギヤと噛み合っている。こうして、デフケース3はエンジンの駆動力によりこの駆動力伝達系を介して回転駆動される。

【0052】各ボス部11、12の内周には、デフケース3の回転に伴ってオイルを内部に導き入れる螺旋状のオイル溝13、14が設けられている。

【0053】図2に示すように、デフケース3の内部にはリング状のボス部15を中心にして4本のピニオンシャフト17が放射状に固定されている。各ピニオンシャ

フト17の外側端部に形成された面取り部19はデフケース3の溝21に係合し回転方向に連結されている。各ピニオンシャフト17上にはピニオンギヤ23が回転自在に支承されている。

【0054】デフケース3の内部には左右の出力側サイドギヤ25、27が配置されている。左のサイドギヤ25はボス部29に溶接されており、右のサイドギヤ27はボス部31と一体に形成されている。各サイドギヤ25、27は各ボス部29、31を介して左右の車軸にそれぞれスプライン連結され、止め輪32で位置決めされている。

【0055】各サイドギヤ25、27はピニオンギヤ23との噛み合いによって径方向外側から支持されている。又、ピニオンギヤ23とデフケース3との間には球面ワッシャ33が配置されており、ピニオンギヤ23の遠心力と、各サイドギヤ25、27との噛み合いによってピニオンギヤ23が受ける噛み合い反力とを負担している。

【0056】左サイドギヤ25のボス部29はデフケース3の支承部35によって回転自在に支承されており、右サイドギヤ27のボス部31は右車軸を介してデフケース3のボス部12に回転自在に支承されている。右サイドギヤ27とデフケース3との間にはスラストワッシャ37が配置され、サイドギヤ27の噛み合いスラスト力を受けている。又、球面ワッシャ33、ピニオンシャフト17、ピニオンギヤ23、サイドギヤ25、27は溝21上を軸方向に移動可能である。

【0057】こうして、ベベルギヤ式の差動機構39が構成されている。

【0058】デフケース3を回転させるエンジンの駆動力は、ピニオンシャフト17からピニオンギヤ23を介してサイドギヤ25、27に分配され、各車軸を介して左右の車輪側に伝達される。又、例えば悪路走行中に車輪間に駆動抵抗差が生じると、各ピニオンギヤ23の自転によってエンジンの駆動力は各車輪側に差動分配される。

【0059】左サイドギヤ25の頂部41とデフケース3の間には多板クラッチ43（摩擦クラッチ）が配置されている。又、その左方には油圧アクチュエータ45が配置され、更にその左方には、ラジアルピストンポンプ47が配置されている。

【0060】図1と図3に示すように、多板クラッチ43は交互に配置された複数枚のアウタープレート49とインナープレート51とからなり、各アウタープレート49は4ヶ所の凸部53でデフケース3の軸方向溝55に移動自在に係合し、同様に、各インナープレート51も頂部41の軸方向溝57に移動自在に係合している。又、多板クラッチ43とデフケース3の間にはバックリング59が配置され多板クラッチ43への押圧力を負担している。

【0061】図1に示すように、油圧アクチュエータ45のピストン61はラジアルピストンポンプ47のポンプケース63（シリンダ部材）とデフケース3との間にそれぞれシールリング65、67を介して軸方向移動自在に配置されている。油圧アクチュエータ45のシリンダ69はピストン61とポンプケース63とデフケース3との間に形成されている。又、左サイドギヤ25のハブ部29とポンプケース63との間にはスラストワッシャ71が配置され、サイドギヤ25の噛み合いスラスト力を受けている。

【0062】図1と図4に示すように、ラジアルピストンポンプ47は、デフケース3に設けられた空間内に配置されており、ポンプケース63、カム部材73、10個のラジアルピストン75、10個のコイルばね77（付勢部材：強制作動手段）、それぞれのラジアルピストン75毎に配置された吸入側のチェックバルブ79及び吐出側のチェックバルブ81などから構成されている。

【0063】ポンプケース63はボルト83によってデフケース3に固定されている。カム部材73は左サイドギヤ25のボス部29外周との間に設けられたスプライン部85によってサイドギヤ25と一体回転するように連結されていると共に、ポンプケース63の内周側とデフケース3との間に相対回転可能に配置されている。図4に示すように、カム部材73の外周にはそれぞれ6ヶ所の凸部87と凹部89とを有するカム面91が設けられている。

【0064】カム部材73とデフケース3及びポンプケース63の間にはそれぞれスラストワッシャ92が配置され、摺動によるこれらの摩擦を防止している。

【0065】又、各ラジアルピストン75はポンプケース63に形成されたシリンダ93にラジアル方向移動自在に配置されており、各コイルばね77はシリンダ93中の外側に配置され、ラジアルピストン75をカム面91に押圧している。

【0066】このコイルばね77の強さは、ラジアルピストン75の遠心力を受けて撓むように調整されている。

【0067】図1と図5に示すように、吸入側の各チェックバルブ79は、デフケース3のカバー7に形成されポンプケース63の油路95を介してシリンダ93に連通する吸入ポート97と、この吸入ポート97をラジアルピストン75側から開閉するバルブ99とから構成されており、バルブ99による吸入ポート97の開放と閉塞とにより、吸入ポート97からシリンダ93へオイルを流すと共に、シリンダ93から吸入ポート97への戻りオイルを遮断する。

【0068】図1と図6に示すように、吐出側の各チェックバルブ81は、ポンプケース63に形成されシリンダ93と油圧アクチュエータ45のシリンダ69とを連

通する吐出ポート101と、この吐出ポート101を油圧アクチュエータ45側から開閉するバルブ103とから構成されており、バルブ103による吸入ポート101の開放と閉塞とにより、吸入ポート101から油圧アクチュエータ45のシリンダ69へオイルを流すと共に、シリンダ69から吸入ポート101への戻りオイルを遮断する。

【0069】図6に示すように、バルブ103は、各吸入ポート101を開閉するリードバルブ105（バルブ片）をリング部材106（基部）で一体にし、花卉状に形成したものであり、ボルト83によってポンプケース63に固定されている。

【0070】カバー7の側面にはオイルポケット107が液密に取り付けられている。このオイルポケット107は固定系部材に連結されてカバー7に対して摺動回転自在であり、カバー7との間でオイル室109を形成している。吸入側チェックバルブ79の吸入ポート97はこのオイル室109に開口している。

【0071】オイルポケット107にはオイルパイプ111が接続されており、このオイルパイプ111はオイルストレナと制御弁とを介してデフキャリアのオイル溜り10とオイル室109とを連通している。

【0072】又、油圧アクチュエータ45のピストン61にはオリフィス113が設けられている。

【0073】こうして、デファレンシャル装置1が構成されている。

【0074】差動ギヤ機構39に差動回転が生じると、ラジアルピストンポンプ47において、デフケース3側のポンプケース63と左サイドギヤ25側のカム部材73とが相対回転し、カム部材73のカム面91によって各ラジアルピストン75がラジアル方向に移動し、ラジアルピストンポンプ47が作動する。

【0075】このとき、カム面91の凸部87に押されたラジアルピストン75はコイルばね77の付勢力に抗してシリンダ93に押し込まれ、カム面91の凹部89に対向するラジアルピストン75はコイルばね77によって強制的に凹部89側に押し戻される。

【0076】ラジアルピストン75が押し込まれたシリンダ93では、オイルの正圧によって吸入側チェックバルブ79が閉塞され、吐出側チェックバルブ81が開放されて油圧アクチュエータ45にオイルが送られる。

【0077】又、ラジアルピストン75が押し戻されたシリンダ93では、オイルの負圧によって吐出側チェックバルブ81が閉塞され、吸入側チェックバルブ79が開放されて、オイル溜り10からオイルパイプ111とオイル室109と吸入ポート97と油路95とを介してシリンダ93にオイルを吸い上げる。

【0078】差動ギヤ機構39がいずれの方向に差動回転しても、各シリンダ93でこのようなことが交互に行われ、オイル溜り10からオイルが連続的に吸い上げら

れて油圧アクチュエータ45に送られる。

【0079】オイルが送られると、油圧アクチュエータ45はピストン61を介して多板クラッチ43を押圧し締結させる。

【0080】こうして得られた多板クラッチ43の摩擦抵抗とラジアルピストンポンプ47のポンプ仕事とが差動制限力になり、この差動制限力によって差動ギヤ機構39の差動が制限される。これらの摩擦抵抗とポンプ仕事は差動回転数の上昇に伴って大きくなるから、この差動制限機能は差動回転速度感应型である。

【0081】又、油圧アクチュエータ45のシリンダ69にオイル圧が加えられると、オイルに混入した空気と適量のオイルがピストン61のオリフィス113から排出され、排出されたオイルは多板クラッチ43、差動ギヤ機構39の各ギヤの噛み合い部と摺動部、ピニオンギヤ23とピニオンシャフト17及び球面ワッシャ33との摺動部などを潤滑し、デフケース3に設けられた開口115から遠心力で外部に排出され、デフキャリアのオイル溜り10へ戻る。

【0082】又、ラジアルピストンポンプ47はオイル洩れが少ない上に、ラジアルピストン75とシリンダ93のセットを10組備えているから、オイル洩れの多いギヤポンプを1セット用いた図11の従来例と異なつて、充分なオイル吐出量と、高い吐出圧とが得られ、ポンプ仕事と摩擦クラッチの締結力とが強化され、大きな差動制限力が得られる。

【0083】従って、デファレンシャル装置1を用いた車両は、この大きな差動制限力により、運動性能が充分に改善され、例えば、悪路などで駆動輪の空転が防止されて走破性と走行安定性が大きく向上する。又、差動回転数(ΔN)が低いときでも充分な差動制限機能が得られる。

【0084】又、上記のように、コイルばね77はラジアルピストン75の遠心力を受けて撓むように調整されているから、差動回転数が大きく上昇すると、ラジアルピストン75のストロークが小さくなって吐出圧が下り、多板クラッチ43の摩擦抵抗とラジアルピストンポンプ47のポンプ仕事とが低減され、差動ロックが防止される又、ラジアルピストンポンプ47はオイルの温度変化に影響されにくいから、オイルの温度が下がっても、充分な量のオイルを吸入し高い圧力で吐出する。

【0085】従って、冬期などにオイル温度が充分に上がらない間でも大きな差動制限力が得られる。

【0086】又、コイルばね77によってラジアルピストン75をカム面91の凹部89に強制的に戻すように構成したから、差動回転が生じると、瞬時に差動制限力が発生して差動制限が行われ、悪路や加速時において車両の走破性と走行安定性が向上する。

【0087】又、強制作動手段のコイルばね77は安価であり、それだけ低コストに構成できる。

【0088】又、ギヤポンプを用いたことによって前進時と後進時の両方で差動制限力を得るためのチェックバルブ機構が非常に複雑になる従来例と異なって、ラジアルピストンポンプ47では、オイル溜り10側（吸入側）にチェックバルブ79を配置し、油圧アクチュエータ45側（吐出側）にチェックバルブ81を配置するだけで前進時と後進時の両方で差動制限力が得られる。

【0089】このように、チェックバルブ機構（チェックバルブ79、81）は構造が簡単で部品点数が少なく、それだけ低コストである。

【0090】又、吐出側チェックバルブ81において、リング部材106を基部として多数のリードバルブ105を一体形成したバルブ103を用いたから、各バルブ片が別体に形成された場合と較べて、部品点数が大きく低減すると共に、吸入ポート101に対する各リードバルブ105のずれが抑えられるから、チェックバルブ81の動作が安定し、差動制限機能が安定する。

【0091】更に、上記のように、ラジアルピストンポンプ47を用いたことによって充分なオイル吐出量と高い吐出圧とが得られるから、オイル吐出量などを改善するためにギヤポンプを大型にしなければならない従来例と異なり、デファレンシャル装置1を大型化し重量化する必要がないと共に、大型化などを避けるために多板クラッチ43の収容スペースを狭くする必要がないから、差動制限力の低下が防止される。

【0092】次に、図7と図8により本発明の第2実施形態を説明する。この実施形態は請求項1、4、5、6、8、9、11の特徴を備えている。図7はこの実施形態のデファレンシャル装置117を示し、図8は図7のF-F断面図である。

【0093】なお、第2実施形態の説明と図7と図8において、第1実施形態と同機能の部材には同一の符号を与えて引用すると共に、これら同機能部材の重複説明を省き、相違点を主に説明する。又、図7の各A-A、B-B、D-D、E-E断面は、図1の各A-A、B-B、D-D、E-E断面と同一である。

【0094】デファレンシャル装置117は、差動機構39、多板クラッチ43、油圧アクチュエータ45、ラジアルピストンポンプ119、コイルばね121（インシャルトルクを与えオイルの逆流を防止する付勢部材）などから構成されている。

【0095】図7と図8に示すように、ラジアルピストンポンプ119は、デフケース3の空間内に配置されており、ポンプケース63、カム部材73、10個のラジアルピストン123、10個のコイルばね77、各ラジアルピストン123毎に配置された吸入側チェックバルブ79及び吐出側チェックバルブ81などから構成されている。

【0096】各ラジアルピストン123はポンプケース63のシリンダ93に配置されており、各コイルばね7

7はラジアルピストン123をカム部材73のカム面91に押圧している。

【0097】ラジアルピストン123には、径方向外側端部に小径の突き出し部125が形成されており、この突き出し部125は、ラジアルピストン123がカム面91によってシリンダ93に押し込まれたとき、各チェックバルブ79、81の油路95と吐出ポート101とに対向する位置まで突き出すようにされている。

【0098】ラジアルピストン123にこのような突き出し部125を設けたことにより、各シリンダ93のオイル容量が低減されている。

【0099】又、コイルばね121は油圧アクチュエータ45のピストン61とサイドギヤ25との間に配置されており、ピストン61を介して吐出側チェックバルブ81のリードバルブ105を押圧している。

【0100】こうして、デファレンシャル装置117が構成されている。

【0101】デファレンシャル装置117では、デファレンシャル装置1と同様に、差動ギヤ機構39に差動回転が生じると、ラジアルピストンポンプ119が作動し、カム面91の凸部87とコイルばね77によってラジアルピストン123が往復動し、油圧アクチュエータ45にオイルが送られ、多板クラッチ43の摩擦抵抗とラジアルピストンポンプ119のポンプ仕事とによって差動ギヤ機構39の差動が制限される。

【0102】又、従来例と異なって、オイル洩れが少なく、シリンダ数の多いラジアルピストンポンプ119を用いたことにより充分なオイル吐出量と高い吐出圧とが得られ、大きな差動制限力が得られるから、車両の運動性能を充分に改善することができると共に、差動回転数（ ΔN ）が低いときでも充分な差動制限機能が得られる。

【0103】又、オイルの温度変化に影響されにくいラジアルピストンポンプ119は、オイルの温度が下がっても、充分な量のオイルを吸入し高い圧力で吐出するから、特に、冬期などでオイル温度が充分に上がらない間にも大きな差動制限力が得られる。

【0104】これに加えて、ラジアルピストン123に設けた突き出し部125によりシリンダ93のオイル容量が減少するから、各シリンダ93において少ないオイル量で大きな吐出圧が得られ、多板クラッチ43の摩擦抵抗とラジアルピストンポンプ119のポンプ仕事とがそれだけ増大し、差動制限力が強化される。

【0105】更に、コイルばね121によって油圧アクチュエータ45のピストン61を吐出側チェックバルブ81のリードバルブ105に押圧しているから、ラジアルピストンポンプ119から油圧アクチュエータ45のシリンダ69に流入するオイルの逆流が防止され、差動制限力の低下が防止され、差動制限機能が安定する。

【0106】デファレンシャル装置117は、上記の他

に、デファレンシャル装置1と同等の効果をj得る。

【0107】なお、上記のコイルばね121は、油圧アクチュエータ45のピストン61とリードバルブ105との間に配置してもよい。

【0108】これは請求項10の構成であり、コイルばね121をこのように配置することによって、吐出側チェックバルブ81の逆流防止効果に加えて、多板クラッチ43が油圧アクチュエータ45のピストン61を介して押圧され、イニシャルトルクが得られる。

【0109】このイニシャルトルクにより、悪路や加速時などで車両の走破性と走行安定性が向上する。

【0110】次に、図9と図10により本発明の第3実施形態を説明する。この実施形態は請求項1、4、7、8の特徴を備えている。図9はこの実施形態のデファレンシャル装置127を示し、図10は図9のG-G断面図である。

【0111】なお、第3実施形態の説明と図9と図10において、第1、2実施形態と同機能の部材には同一の符号を与えて引用すると共に、これら同機能部材の重複説明を省き、相違点を主に説明する。又、図9の各A-A、B-B、D-D、E-E断面は、図1の各A-A、B-B、D-D、E-E断面と同一である。

【0112】デファレンシャル装置127は、差動機構39、多板クラッチ43、油圧アクチュエータ45、ラジアルピストンポンプ129などから構成されている。

【0113】図9と図10に示すように、ラジアルピストンポンプ129は、デフケース3の空間内に配置されており、ポンプケース63、カム部材131、10個のラジアルピストン133、各ラジアルピストン133毎に配置された吸入側チェックバルブ79及び吐出側チェックバルブ81などから構成されている。

【0114】各ラジアルピストン133はポンプケース63のシリンダ93に配置されている。

【0115】カム部材131はボス部29との間に設けられたスプライン部85によってサイドギヤ25に連結されていると共に、ポンプケース63の内周側とデフケース3との間に回転自在に配置されている。カム部材131とデフケース3及びポンプケース63との間にはそれぞれスラストワッシャ92が配置され、摺動によるこれらの摩擦を防止している。

【0116】図10に示すように、カム部材131には軸方向に開口するカム溝135が形成されている。

【0117】各ラジアルピストン133にはピン137(凸部)が固定されており、このピン137はカム部材131のカム溝135に係合している。従って、ポンプケース63(シリンダ93)とカム部材131とが差動回転すると、ラジアルピストン133はこのカム溝135に沿って往復動する。

【0118】このように、ピン137とカム溝135はラジアルピストン133を強制的に移動させる強制作動

手段になる。

【0119】こうして、デファレンシャル装置127が構成されている。

【0120】デファレンシャル装置127では、デファレンシャル装置1、117と同様に、差動ギヤ機構39に差動回転が生じると、ポンプケース63とカム部材131とが相対回転してラジアルピストンポンプ129が作動する。

【0121】このとき、各ラジアルピストン133はピン137とカム溝135との係合によって強制的に往復動し、ラジアルピストン133が押し込まれたシリンダ93では、オイルの正圧によって吸入側チェックバルブ79が閉塞され、吐出側チェックバルブ81が開放されて油圧アクチュエータ45にオイルが送られ、ラジアルピストン133が引き戻されたシリンダ93では、オイルの負圧によって吐出側チェックバルブ81が閉塞され、吸入側チェックバルブ79が開放されて、オイル溜り10からオイルが吸い上げられる。

【0122】差動ギヤ機構39がいずれの方向に差動回転しても、このようにしてオイルが油圧アクチュエータ45に送られ、多板クラッチ43の摩擦抵抗とラジアルピストンポンプ129のポンプ仕事とによって差動ギヤ機構39の差動が制限される。

【0123】又、オイル洩れが少なく、シリンダ数の多いラジアルピストンポンプ129を用いたことによって大きな差動制限力が得られるから、車両の運動性能を十分に改善することができると共に、差動回転数(ΔN)が低いときでも充分な差動制限機能を得られる。

【0124】又、オイルの温度変化に影響されにくいラジアルピストンポンプ129は、オイルの温度が下がっても、充分な量のオイルを吸入し高い圧力で吐出するから、特に、冬期などでオイル温度が充分に上がらない間にも大きな差動制限力が得られる。

【0125】又、カム部材131のカム溝135にラジアルピストン133のピン137に係合させて強制作動手段を構成したことにより、差動回転が生じると、瞬時に差動制限力が発生して差動制限が行われ、悪路や加速時において車両の走破性と走行安定性が向上する。

【0126】デファレンシャル装置127は、上記の他に、デファレンシャル装置1と同等の効果をj得る。

【0127】なお、本発明において、差動ギヤ機構はベベルギヤ式のものに限らず、例えば、各ギヤ間の摩擦抵抗や各ギヤとデフケースとの摩擦抵抗を利用してトルク感応型の差動制限機能を得るヘリカルギヤ式の差動ギヤ機構などでもよい。

【0128】このような差動ギヤ機構を用いれば、そのトルク感応型差動制限機能に加えて、摩擦クラッチとオイルポンプによる速度感応型差動制限機能を併せ持ったデファレンシャル装置が得られる。

【0129】又、差動制限用のクラッチは多板クラッチ

に限らず、例えばコーンクラッチのような他の形式の摩擦クラッチでもよい。

【0130】又、この発明のデファレンシャル装置は、フロントデフ（エンジンの駆動力を左右の前輪に分配するデファレンシャル装置）と、リヤデフ（エンジンの駆動力を左右の後輪に分配するデファレンシャル装置）と、センターデフ（エンジンの駆動力を前輪と後輪とに分配するデファレンシャル装置）のいずれにも用いることができる。

【0131】

【発明の効果】請求項1のデファレンシャル装置では、摩擦クラッチの摩擦抵抗とラジアルピストンポンプのポンプ仕事によって速度感応型の差動制限機能が得られる。

【0132】又、オイル洩れの多いギヤポンプを用いた従来例と異なって、オイル洩れが少ないと共に、ラジアルピストンとシリンダのセットを多数組備えたラジアルピストンポンプを用いたことにより、充分なオイル吐出量と高い吐出圧とが得られ、大きな差動制限力が得られるから、車両の運動性能を充分に改善することができると共に、差動制限機能が安定し、差動回転数（ ΔN ）が低いときでも充分な差動制限機能が得られる。

【0133】又、ラジアルピストンポンプはオイルの温度変化に影響されにくいから、オイルの温度が下がっても充分なオイル吐出量と高い吐出圧とが得られ、冬期などにオイル温度が充分に上がらない間でも大きな差動制限力が得られる。

【0134】従って、オイル量と吐出圧とを増やすためにポンプを大きくする必要がないから、従来例と異なって、デファレンシャル装置が大型化し重量化することがないと共に、大型化などを避けるために摩擦クラッチの收容スペースを狭くする必要がないから、クラッチ容量と差動制限力の低下が防止される。

【0135】又、ギヤポンプと異なって、ラジアルピストンポンプは回転方向が変わっても吸入方向と吐出方向が変わらないから、吸入側チェックバルブと吐出側チェックバルブとをシリンダ当たり各1個ずつ配置するだけで、車両は前進時と後進時の両方で差動制限力が得られると共に、バルブ機構はこのように構造簡単で部品点数が少なくなり、低コストになる。

【0136】請求項2のクラッチ装置では、摩擦クラッチの摩擦抵抗とラジアルピストンポンプのポンプ仕事とによって動力を伝達する。

【0137】又、オイル洩れが少なく、多数のシリンダセットを備え、高い吐出圧が得られるラジアルピストンポンプを用いたことによって大きな動力の伝達が可能であると共に、入出力の相対回転数が低いときでも充分な動力伝達機能が得られる。

【0138】又、オイルの温度が下がってもラジアルピストンポンプによって高い吐出圧が得られるから、冬期

などにオイル温度が充分に上がらない間でも大きな動力を伝達できる。

【0139】又、吐出圧の高いラジアルピストンポンプを用いたことによってクラッチ装置を小型軽量に構成できると共に、装置の小型軽量化のために摩擦クラッチの收容スペースを狭くする必要がなく、動力伝達機能の低下が防止される。

【0140】更に、ラジアルピストンポンプを用いたことにより、部品点数が少なく簡単な構成のバルブ機構によって、いずれの回転方向でも動力伝達が可能である。

【0141】請求項3記載の発明は、請求項2の構成と同等の効果を得る。

【0142】請求項4記載の発明は、請求項1又は請求項2又は3の構成と同等の効果を得ると共に、ラジアルピストンをカムに沿って強制的に移動させる強制作動手段を備えたことにより、ラジアルピストンポンプのシリンダとカム部材が差動回転又は相対回転すると、請求項1のデファレンシャル装置では瞬時に差動制限力が発生し、請求項2又は3のクラッチ装置では瞬時に動力伝達が行われる。

【0143】請求項5記載の発明は、請求項4の構成と同等の効果を得ると共に、強制作動手段に付勢部材を用いたことによって、装置を低コストに構成できると共に、下記の請求項6のような構成が可能になる。

【0144】請求項6記載の発明は、請求項5の構成と同等の効果を得ると共に、ラジアルピストンの遠心力を受けて付勢部材が撓み、ラジアルピストンのストロークが小さくなって吐出圧が下がるから、デファレンシャル装置では、差動回転数が大きく上昇したときの差動ロックを防止することができ、クラッチ装置では、過大なトルクが入力したときの摩擦クラッチ及び被駆動機の破損を防止することができる。

【0145】請求項7記載の発明は、請求項4の構成と同等の効果を得る。

【0146】請求項8記載の発明は、請求項1乃至請求項7のいずれかの構成と同等の効果を得ると共に、チェックバルブを構成する多数のバルブ片を一体に形成したから、各バルブ片が別体になった場合と較べて、部品点数が大きく低減すると共に、オイルポートに対する各バルブ片のずれが抑えられチェックバルブの動作が安定するから、デファレンシャル装置の差動制限機能とクラッチ装置の動力伝達機能とが安定する。

【0147】請求項9記載の発明は、請求項1乃至請求項8のいずれかの構成と同等の効果を得ると共に、付勢部材によって吐出側チェックバルブが押圧され、オイルの逆流が防止されるから、デファレンシャル装置の差動制限力とクラッチ装置の連結力の低下が防止され、これらの動作が安定する。

【0148】請求項10記載の発明は、請求項1乃至請求項9のいずれかの構成と同等の効果を得ると共に、付

10

20

30

40

50

勢部材により吐出側チェックバルブが押圧されてオイルの逆流が防止されると共に、摩擦クラッチが押圧されてイニシャルトルクが得られる。

【0149】このイニシャルトルクによって、デファレンシャル装置では加速時や悪路などで車両の走行安定性が向上し、クラッチ装置では極めて小さいトルクの伝達が可能になる。

【0150】請求項11記載の発明は、請求項1乃至請求項10のいずれかの構成と同等の効果を得ると共に、ラジアルピストンに設けた突き出し部によってシリンダのオイル容量が減少し、各シリンダにおいて少ないオイル量で大きな吐出圧が得られるから、デファレンシャル装置の差動制限力及びクラッチ装置のクラッチ容量がそれだけ強化される。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1実施形態を示す断面図である。

【図2】図1のA-A断面図である。

【図3】図1のB-B断面図である。

【図4】図1のC-C断面図である。

【図5】図1のD-D断面図である。

【図6】図1のE-E断面図である。

【図7】本発明の第2実施形態を示す断面図である。

【図8】図7のF-F断面図である。

【図9】本発明の第3実施形態を示す断面図である。

【図10】図9のG-G断面図である。

【図11】従来例の断面図である。

【符号の説明】

1、117、127 デファレンシャル装置

3 デフケース

* 10 オイル溜り

25、27 出力側サイドギヤ

39 差動ギヤ機構

43 多板クラッチ（摩擦クラッチ）

45 油圧アクチュエータ

47、119、129 ラジアルピストンポンプ

61 油圧アクチュエータのピストン

63 ラジアルピストンポンプのポンプケース（シリンダ部材）

10 69 油圧アクチュエータのシリンダ

73、131 カム部材

75、123、133 ラジアルピストン

77 コイルばね（付勢部材：ラジアルピストンの強制作動手段）

79 吸入側チェックバルブ

81 吐出側チェックバルブ

91 カム部材73のカム面

97 吸入ポート

101 吐出ポート

20 103 バルブ

105 リードバルブ（バルブ片）

106 リング部材（基部）

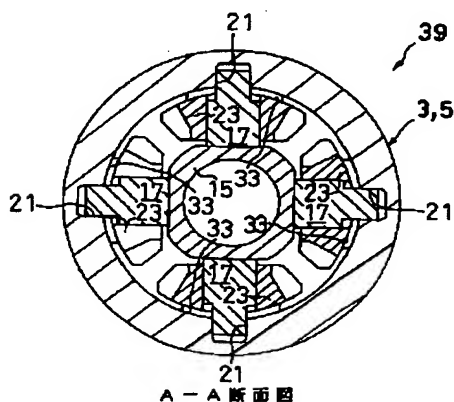
121 コイルばね（オイルの逆流を防止し、イニシャルトルクを与える付勢部材）

125 ラジアルピストン123の突き出し部

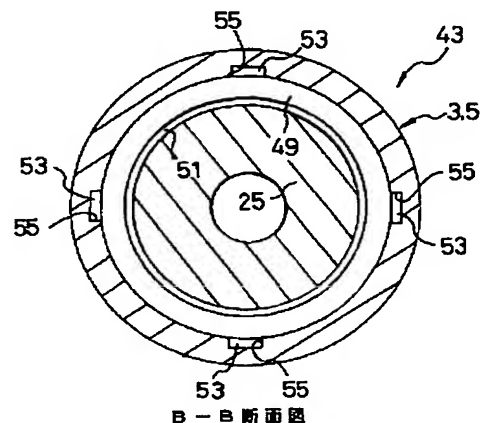
135 カム部材131のカム溝（強制作動手段）

137 ピン（ラジアルピストン133の凸部：強制作動手段）

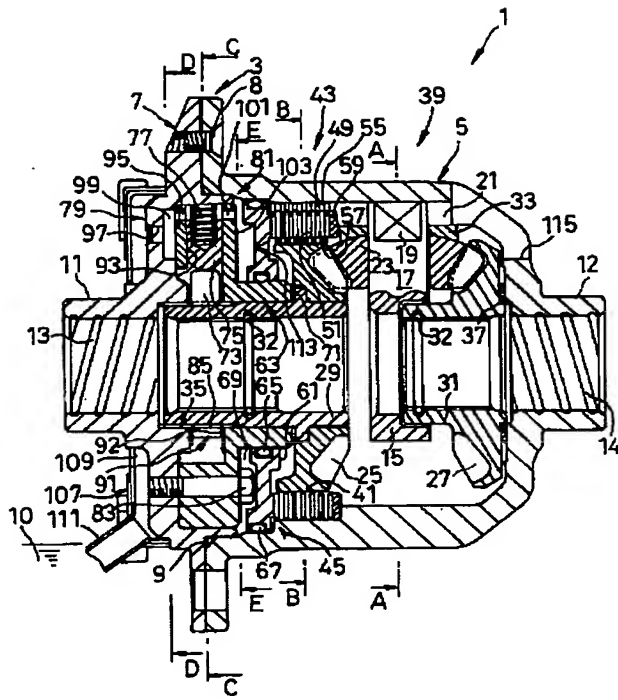
【図2】



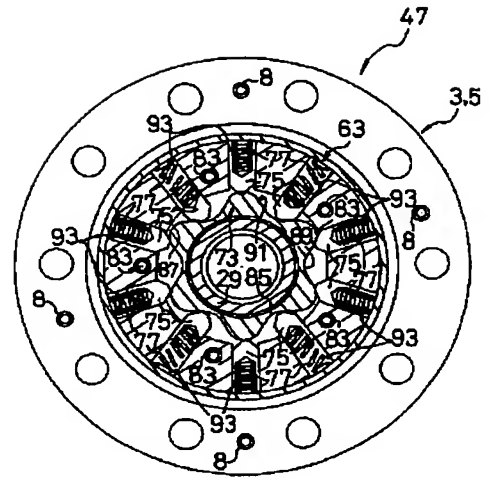
【図3】



【図1】

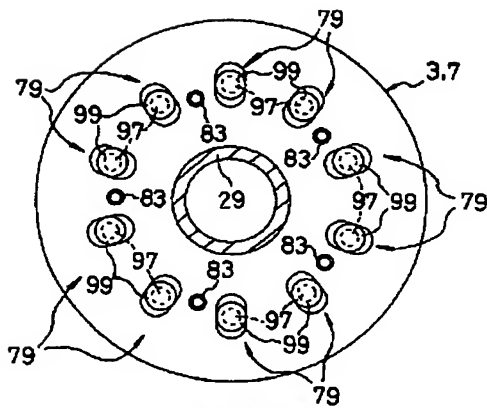


【図4】



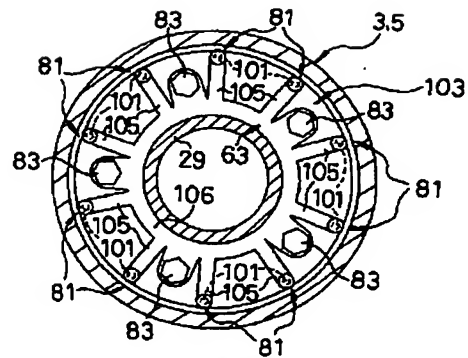
C-C断面図

【図5】



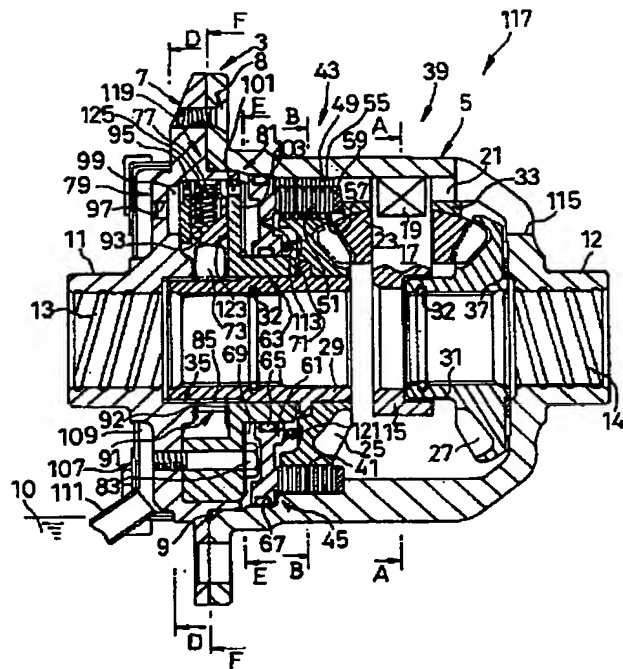
D-D断面図

【図6】

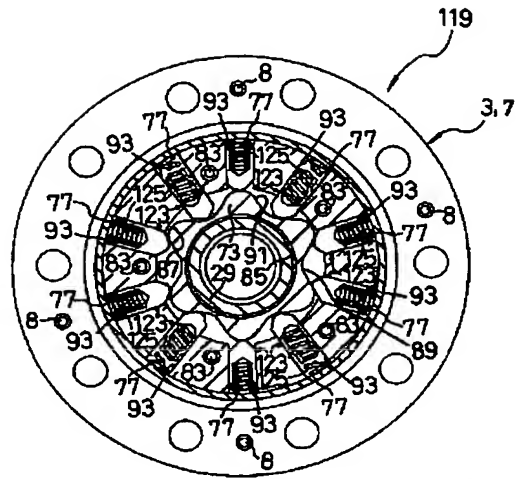


E-E断面図

【図7】

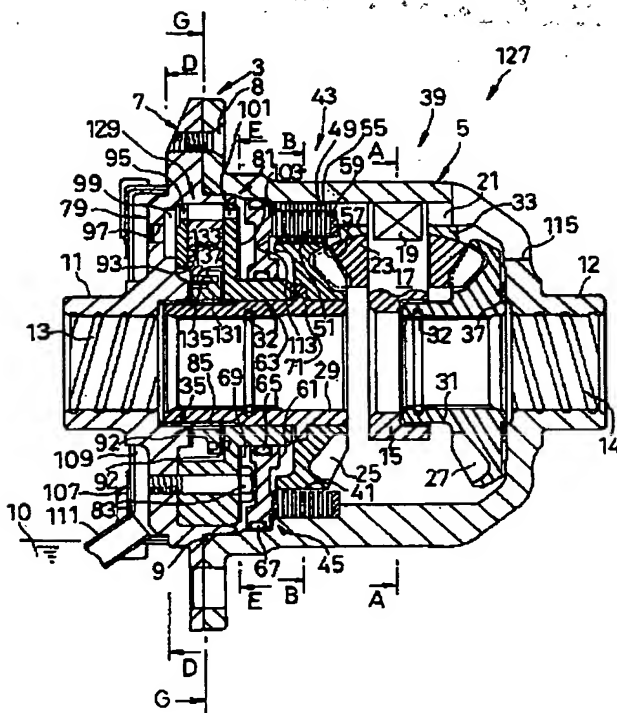


【図8】

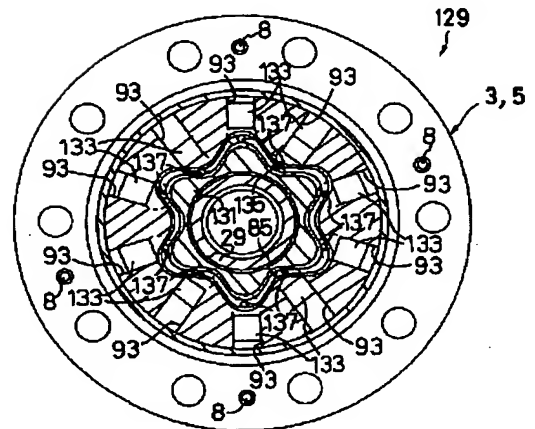


F-F断面図

【図9】

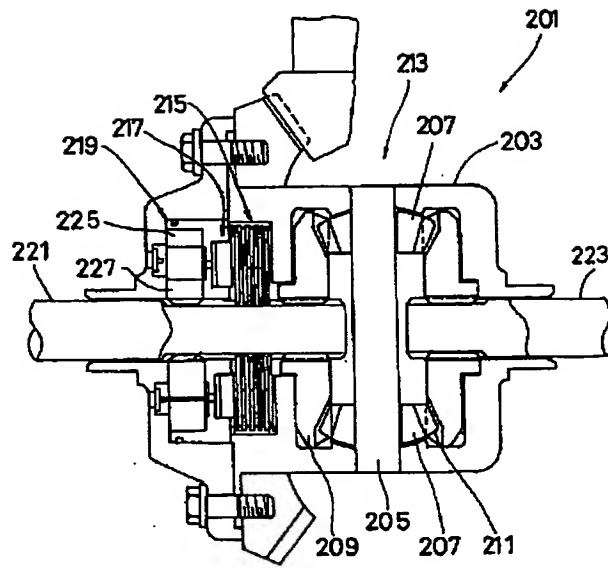


【図10】



G-G断面図

【図11】



Concise Explanation of JP 10-220557

From column 8, line 25 to column 13, line 25.

5 [0049]

[Embodiment of the Invention] Here will be explained the first embodiment of the present invention with reference to Figs. 1 to 6. This embodiment comprises features of claims 1, 4, 5, 6 and 8. Fig. 1 illustrates a differential apparatus 1 of this embodiment. Here, horizontal direction of the
10 apparatus corresponds to the horizontal direction in Fig. 1. Members not allotted a reference numeral are not illustrated therein. As illustrated in Fig. 1, a differential case 3 is structured by fixing a cover 7 with a main casing 5 by a bolt 8. a seal ring 9 is interposed between the main casing 5 and the cover 7 for the purpose of preventing an oil leakage.

15 [0050] As illustrated in Fig. 1, a differential case 3 is structured by fixing a cover 7 with a main casing 5 by a bolt 8. A seal ring 9 is interposed between the main casing 5 and the cover 7 for the purpose of preventing an oil leakage. The differential case 3 is positioned inside of a differential carrier, and an oil reservoir 10 is formed in the differential carrier.

20 [0051] Boss portions 11 and 12 are respectively supported by the differential carrier through a bearing on both right and left side of the differential case 3. A ring gear is fixed with the differential case 3 by a bolt, and the ring gear is meshed with a drive gear of a power transmission line. Thus, the differential case 3 is rotated by a driving force of the engine through the power
25 transmission line.

[0052] In the each inner circumference of the differential case 3, there are formed spiral oil grooves 13 and 14 introducing the oil with the rotation of the

THIS PAGE BLANK (USPTO)

deferential case 3.

[0053] As illustrated in Fig. 2, four of pinion shaft 17 are fixed in the deferential case 3 around a ring-shaped boss portion 15. A chamfered portion 19 is formed on an outer edge of individual pinion shaft 17. The chamfered portion
5 19 is engaged with a groove 21 of the deferential case 3 and connected in a rotational direction. A pinion gear 23 is held on each pinion shaft 17 in a rotatable manner.

[0054] Output side side-gears 25 and 27 are arranged in the deferential case 3. The left side-gear 25 is welded with a boss portion 29, and the right
10 side-gear 27 is formed integrally with a boss portion 31. The side-gears 25 and 27 are individually splined with a right and left axles through the boss portions 29 and 31, and positioned by a snap ring 32.

[0055] Each side-gear 25 and 27 is held from outside in the radial direction by being engaged with the pinion gear 23. Between the pinion gear 23
15 and the deferential case 3, there is arranged a spherical washer 33. The spherical washer 33, bears a centrifugal force of the pinion gear 23 and an engaging reaction force applied to the pinion gear 23.

[0056] The boss portion 29 of the left side-gear 25 is held by a support member 35 of the deferential case 3 in a rotatable manner, and the boss portion 31
20 of the right side-gear 27 is held by the boss portion 12 of the deferential case 3 in a rotatable manner through the right axle. A thrust washer 37 is interposed between the right side-gear 27 and the deferential case 3 to receive engagement thrust force of the side-gear 27. In addition, the pinion shaft 17, the pinion gear 23, the side-gears 25 and 27 are allowed to move on the groove 21 in the axial
25 direction.

[0057] The bevel gear type differential 39 is thus constructed.

THIS PAGE BLANK (USPTO)

[0058] The driving force of the engine to rotate the differential case 3 is distributed from the pinion shaft 17 to the side-gears 25 and 27 through the pinion gear 23, and then transmitted to both right and left wheels through each axle. In case a difference in a driving resistance occurs between the wheels when the vehicle runs on a rough road, the driving force of the engine is differentially distributed to each wheel by a rotation of each pinion gears 23.

[0059] A multiple clutch 43 (i.e., a frictional clutch) is arranged between a top portion 41 of the left side-gear 25 and the differential case 3. Also, a hydraulic actuator 45 is positioned on the left side of the multiple clutch 43, and a radial piston pump 47 is positioned the left side of the hydraulic actuator 45.

[0060] As illustrated in Figs. 1 and 3, the multiple clutch 43 comprises a plurality of outer plate 49 and inner plate 51 arranged alternately. Each outer plate 49 engages with an axial groove 55 of the differential case 3 at four of their convex portion 53 in a movable manner. Also, each inner plate 51 engages with an axial groove 55 of the top portion 41 in a movable manner. A back ring 59 is interposed between the multiple clutch 43 and the differential case 3, and the back ring 59 receives the thrust force to the multiple clutch 43.

[0061] As illustrated in Fig. 1, a piston 61 of the hydraulic actuator 45 is arranged between a pump case 63 (i.e., a cylinder member) of the radial piston pump 47 and the differential case 3 through seal rings 65 and 67 in a movable manner in a radial direction. A cylinder 69 of the hydraulic actuator 45 is formed among the piston 61, the pump case 63 and the differential case 3. A thrust washer 71 is interposed between the hub portion 29 and the pump case 63, and the thrust washer 71 receives an engagement thrust of the side-gear 25.

[0062] As illustrated in Figs. 1 and 4, the radial piston pump 47 is arranged in a room of the differential case 3. The radial piston pump 47

THIS PAGE BLANK (USPTO)

comprises a pump case 63, a cam member 73, ten pieces of a radial piston 75, ten pieces of coil spring 77 (i.e., an energizing member: compulsory operating means), and suction side check valves 79 and discharging side check valves 81 arranged for each radial piston 75 and so on.

5 [0063] The pump case 63 is fixed with the differential case 3 by the bolt 83. The cam member 73 is so connected with the side-gear 25 as to rotate integrally by a spline portion 85 arranged between an outer circumference of the boss portion 29 of the left side-gear 25. This cam member 73 is positioned between an inner circumferential side of the pump case 63 and the differential
10 case 3 in a relatively rotatable manner. As illustrated in Fig. 4, a cam face 91 having six pieces of a convex portion 87 and six pieces of a concave portion 89 on the outer circumference of the cam member 73.

 [0064] A thrust washer 92 is individually interposed between the cam member 73 and the differential case 3, and the cam member 73 and the pump case
15 63, so as to prevent abrasion resulting from a slide movement.

 [0065] Each radial piston 75 is positioned in the cylinder 93 formed on the pump case 63 movably in the radial direction, each coil spring 77 is arranged outside of the cylinder 93 to push the radial piston 75 to the cam face 91.

 [0066] The strength of the coil spring 77 is adjusted to be bent by
20 receiving a centrifugal force of the radial piston 75.

 [0067] As illustrated in Figs. 1 and 5, each check valve 79 of suction side comprises: a suction port 97 which is formed on the cover 7 of the differential case 3, and which is communicated with the cylinder 93 through the oil passage 95 of the pump case 63; and a valve 99 which opens and closes from the radial
25 piston 75 side. The check valve 79 allows the oil to flow from the suction port 97 to the cylinder 93, and interrupts the oil to flow from the cylinder 93 to the

THIS PAGE BLANK (USPTO)

suction port 97.

[0068] As illustrated in Figs. 1 and 6, each check valve 81 of discharging side comprises: a discharge port 101 connecting the cylinder 93 formed on the pump case 63 and the cylinder 69 of the hydraulic actuator 45; and a valve 103 which opens and closes from the hydraulic actuator 45 side. The check valve 81 allows the oil to flow from the suction port 101 to the cylinder 69 of the hydraulic actuator 45, and interrupts the oil to flow from the cylinder 69 to the suction port 101.

[0069] As illustrated in Fig. 6, the valve 103 is formed by integrating lead valves 105 opening and closing each suction port 101 by a ring member 106, and fixed with the pump case 63 by the bolt 83.

[0070] An oil pocket 107 is mounted on a side face of the cover 7 in a liquid-tight condition. This oil pocket 107 is joined with a fixing member in a slidably rotatable manner toward the cover 7, and forms an oil chamber 109 between the cover 7. The suction port 97 of the suction side check valve 79 opens to the oil chamber 109.

[0071] An oil pipe 111 is connected with the oil pocket 107. This oil pipe 111 connects the oil reservoir 10 of the differential carrier and the chamber 109 through an oil strainer and the control valve.

[0072] Further, an orifice 113 is formed in the piston 61 of the hydraulic actuator 45.

[0073] The differential apparatus 1 is thus constructed.

[0074] When the differential gear mechanism 39 rotates differentially, in the radial piston pump 47, the pump case 63 of the differential case 3 side and the cam member 73 of the left side-gear 25 side rotate relatively, and each radial piston 75 is moved by the cam face 91 of the cam member 73 in the radial

THIS PAGE BLANK (USPTO)

direction. As a result of this, the radial piston pump 47 is actuated.

[0075] At this moment, the radial piston 75 is pushed into the cylinder 93 by an energizing force of the coil spring 77, and the radial piston 75 facing to the concave portion 89 of the cam face 91 is pushed by the coil spring 77 and
5 compulsory back to the concave portion 89 side.

[0076] In the cylinder 93, in which the radial piston 75 is compressed, the suction side check valve 79 is closed by a positive pressure of the oil, and the discharging side check valve 81 is opened. Consequently, the oil is fed to the hydraulic actuator 45.

10 [0077] Then, in the cylinder 93 in which the radial piston 75 pushed back, the discharging side check valve 81 is closed by a negative pressure of the oil, and the suction side check valve 79 is opened. Consequently, the oil is sucked up from the oil reservoir 10 to the cylinder 93 through the oil pipe 111, the oil chamber 109, the suction port 97 and the oil passage 95.

15 [0078] In each cylinder 93, the above-mentioned routine is carried out alternately even when the differential gear mechanism 39 rotates differentially in any of the direction, so that the oil is sucked up continuously from the oil reservoir 10 and fed to the hydraulic actuator 45.

[0079] The hydraulic actuator 45 presses to apply the multiple clutch 43
20 through the piston 61, when the oil is fed thereto.

[0080] A frictional resistance of the multiple clutch 43 thus obtained and a pumping function of the radial piston pump 47 establish a differential limiting force. The deferential action the differential gear mechanism 39 is limited by this differential limiting force. Since those frictional resistance and pumping
25 function increase as the rise in the deferential speed, this differential function limiting function is a deferential speed response type.

THIS PAGE BLANK (USPTO)

[0081] When the oil pressure is applied to the cylinder 69 of the hydraulic actuator 45, an appropriate amount of the oil containing an air is discharged from the orifice 113 of the piston 61. The discharged oil lubricates the multiple clutch 43, each engaging portion and sliding portion of the differential gear mechanism 39, a sliding portions of the pinion gear 23, the pinion shaft 17, spherical washer 33 and so on. The oil is then discharged from an opening 115 formed on the deferential case 3 to outside by a centrifugal force, and returned to the oil reservoir 10 of the deferential carrier.

[0082] Further, an oil leakage is scarcely occurs in the radial piston pump 47, and the radial piston pump 47 comprises ten sets of the radial piston 75 and the cylinder 93. Therefore, unlike the prior art illustrated in Fig. 11 using one set of a gear pump in which an oil leakage occurs frequently, a sufficient discharging amount of the oil and a high discharging pressure can be ensured. For this reason, the pumping function and the applying force of the frictional clutch are enhanced, and a large differential limiting force can be obtained.

[0083] Accordingly, in the vehicle employing the deferential apparatus 1, a kinematic performance is sufficiently improved by the large differential limiting force. For example, a slippage of a driving wheel on a rough road is prevented so that road ability and running stability are significantly improved. Additionally, a sufficient differential limiting function can be obtained even when the diferential speed (ΔN) is low.

[0084] Moreover, as explained above, the coil spring 77 is adjusted to be bent by the centrifugal force of the radial piston 75. Therefore, when the differential speed rises significantly, a stroke of the radial piston 75 becomes small so that the discharging pressure is lowered, the frictional resistance of the multiple clutch 43 and the pumping function of the radial piston pump 47 are

THIS PAGE BLANK (USPTO)

reduced, and a differential lock is prevented. Also, since the radial piston pump 47 is hard to be affected by a change in the oil temperature, the radial piston pump 47 sucks sufficient amount of the oil and discharges the oil with a high pressure, even if the oil temperature drops.

5 [0085] For this reason, a large differential limiting force can be obtained even if the oil temperature cannot be raised in the winter time.

[0086] Moreover, since the radial piston 75 is returned by the coil spring 77 compulsory to the concave portion 89 of the cam face 91, the differential limiting force limiting the differential action is established as soon as the
10 differential rotation occurs. Therefore, the road ability and the running stability are improved when the vehicle is running on a rough road or accelerated.

[0087] Additionally, the coil spring 77 of the compulsory operating means is cheap so that the cost can be curbed.

[0088] In the prior art, a structure of the check valve mechanism
15 establishing the differential limiting force by using a gear pump for both occasions when the vehicle is driven forward and backward is very complicated. On the other hand, according to the radial piston pump 47, it is possible to obtain the differential limiting force for both occasions when the vehicle is driven forward and backward only by arranging the check valve 79 on the oil reservoir 10 side
20 (i.e., the suction side), and arranging the check valve 81 on the hydraulic actuator 45 side (i.e., the discharging side).

[0089] Thus, the structure of the check valve mechanism (i.e., the check valves 79 and 81) is simple and a number of the parts is small so that the cost is low.

25 [0090] Since the valve 103, which is formed integrally with a plurality of the lead valves 105 using the ring member 106 as a base portion, is employed in

THIS PAGE BLANK (USPTO)

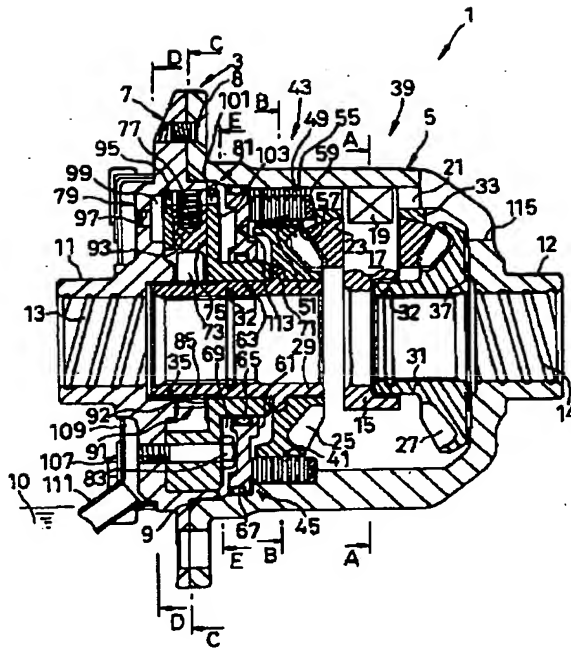
the discharging side check valve 81, a number of the parts is reduced significantly in comparison with the case in which valve pieces are formed separately. Also, a displacement of each lead valves 105 with respect to the suction port 101. Therefore, a movement of the check valve 81 is stabilized so that the differential
5 limiting function is stabilized.

[0091] Furthermore, as explained above, sufficient oil discharging amount and high oil discharging pressure can be ensured by using the radial piston pump 47. Therefore, unlike the prior art in which a big gear pump has to be used to improve the oil discharging amount and so on, it is unnecessary for the differential
10 apparatus 1 to be big and heavy. Also, it is unnecessary to narrow a housing space the multiple clutch 43 so as to avoid a growth in size. Therefore, deterioration in the differential limiting force can be prevented.

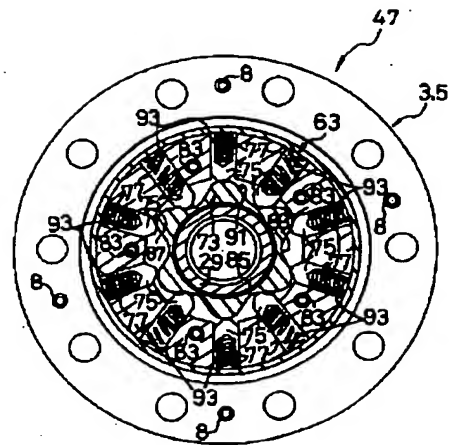
THIS PAGE BLANK (USPTO)

(12)

【Fig.1】

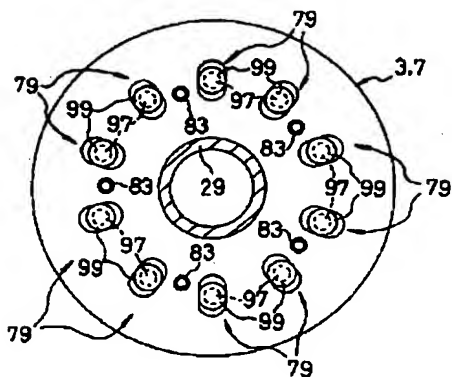


【Fig.4】



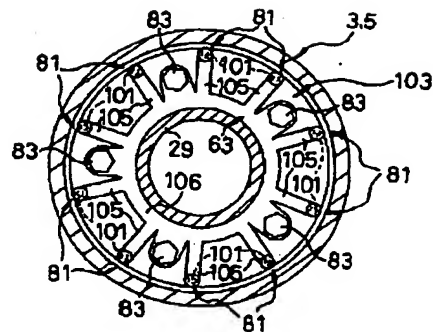
C-C Section View

【Fig.5】



D-D Section View

【Fig.6】



E-E Section View

THIS PAGE BLANK (USPTO)

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

☐ **BLACK BORDERS**

☐ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**

☐ **FADED TEXT OR DRAWING**

☒ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**

☐ **SKEWED/SLANTED IMAGES**

☐ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**

☐ **GRAY SCALE DOCUMENTS**

☐ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**

☐ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**

☐ **OTHER:** _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.

THIS PAGE BLANK (USPTO)